

This Page Is Inserted by IFW Operations
and is not a part of the Official Record

BEST AVAILABLE IMAGES

Defective images within this document are accurate representations of the original documents submitted by the applicant.

Defects in the images may include (but are not limited to):

- BLACK BORDERS
- TEXT CUT OFF AT TOP, BOTTOM OR SIDES
- FADED TEXT
- ILLEGIBLE TEXT
- SKEWED/SLANTED IMAGES
- COLORED PHOTOS
- BLACK OR VERY BLACK AND WHITE DARK PHOTOS
- GRAY SCALE DOCUMENTS

IMAGES ARE BEST AVAILABLE COPY.

As rescanning documents *will not* correct images,
please do not report the images to the
Image Problem Mailbox.

HYDRAULIC FLUID SUPPLY DEVICE

Patent Number: JP2001173575
Publication date: 2001-06-26
Inventor(s): NAKAMURA TAKASHI
Applicant(s): HONDA MOTOR CO LTD
Requested Patent: ☐ JP2001173575
Application Number: JP19990358454 19991217
Priority Number(s):
IPC Classification: F04C2/344; F04C15/00; F04C15/04
EC Classification:
Equivalents:

Abstract

PROBLEM TO BE SOLVED: To reduce eccentric load of a pump rotating shaft generated by unbalance of pressure between both discharge ports when the supply quantity of high pressure hydraulic fluid is switched between the large and small values.

SOLUTION: A first and second suction ports P1, P2 of a vane pump 120 are connected to an oil tank 110, and in the case of setting the supply quantity of high pressure operating fluid to a large value, a spool 131 of a switching valve 130 is located in a first position on the left to communicate a first discharge port Q1 with a second discharge port Q2, and both discharge ports Q1, Q2 are communicated with a high pressure regulator valve 140, and also communicated with a low pressure regulator valve 150 through a throttle 190a. In the case of setting the supply quantity of the high pressure operating fluid to a small value, the spool 131 of the switching valve 130 is located in a second position on the right to communicate the second discharge port Q2 with the high pressure regulator valve 140, and communicate the first discharge port Q1 with the low pressure regulator valve 150.

Data supplied from the esp@cenet database - I2

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開2001-173575

(P2001-173575A)

(43)公開日 平成13年6月26日(2001.6.26)

(51)Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	テームト [*] (参考)
F 0 4 C 2/344	3 3 1	F 0 4 C 2/344	3 3 1 J 3 H 0 4 0
15/00		15/00	F 3 H 0 4 4
15/04	3 1 1	15/04	3 1 1 C

審査請求 有 請求項の数 2 O L (全 12 頁)

(21)出願番号 特願平11-358454

(22)出願日 平成11年12月17日(1999. 12. 17)

(71)出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(72)発明者 中村 敬

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会

社本田技術研究所内

(74)代理人 100092897

弁理士 大西 正悟

Fターム(参考) 3H040 AA03 BB05 BB11 CC09 CC14

CC18 CC21 DD23 DD28 DD33

DD37

3H044 AA02 BB05 CC12 CC16 CC19

CC21 DD10 DD13 DD16 DD24

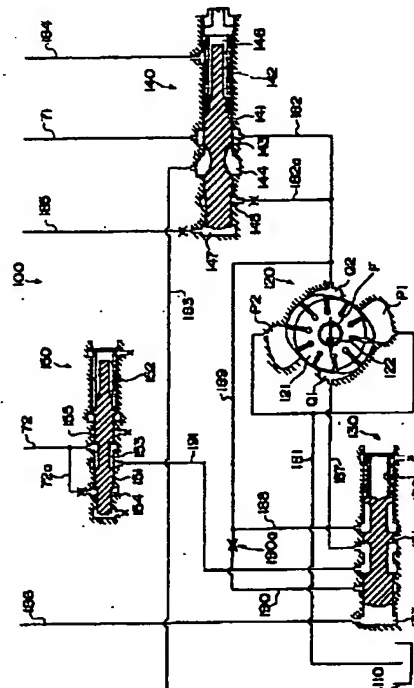
DD31

(54)【発明の名称】 作動油供給装置

(57)【要約】

【課題】 高圧作動油の供給量を大小切り換えたときに、両吐出ポート内の圧力の不均衡により発生するポンプ回転軸の偏心荷重を小さくする。

【解決手段】 ペーンポンプ120の第1及び第2吸入ポートP1、P2を油タンク110に接続し、高圧作動油の供給量を大に設定するときには切換バルブ130のスプール131を左方の第1の位置に位置させて第1吐出ポートQ1と第2吐出ポートQ2とを連通させるとともに、これら両吐出ポートQ1、Q2を高圧レギュレータバルブ140に連通させ、且つ、絞り190aを介して低圧レギュレータバルブ150に連通させる。一方、高圧作動油の供給量を小に設定するときには、切換バルブ130のスプール131を右方の第2の位置に位置させて第2吐出ポートQ2を高圧レギュレータバルブ140に連通させ、且つ、第1吐出ポートQ1を低圧レギュレータバルブ150に連通させる。



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-173575

(P2001-173575A)

(43) 公開日 平成13年6月26日 (2001.6.26)

(51) Int. Cl. ⁷	識別記号	F I	ターム* (参考)
F 0 4 C 2/344	3 3 1	F 0 4 C 2/344	3 3 1 J 3 H 0 4 0
15/00		15/00	F 3 H 0 4 4
15/04	3 1 1	15/04	3 1 1 C

審査請求 有 請求項の数 2 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願平11-358454

(22) 出願日 平成11年12月17日 (1999. 12. 17)

(71) 出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(72) 発明者 中村 敬

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
本田技術研究所内

(74) 代理人 100092897

弁理士 大西 正悟

Fターム(参考) 3H040 AA03 BB05 BB11 CC09 CC14

CC18 CC21 DD23 DD28 DD33

DD37

3H044 AA02 BB05 CC12 CC16 CC19

CC21 DD10 DD13 DD16 DD24

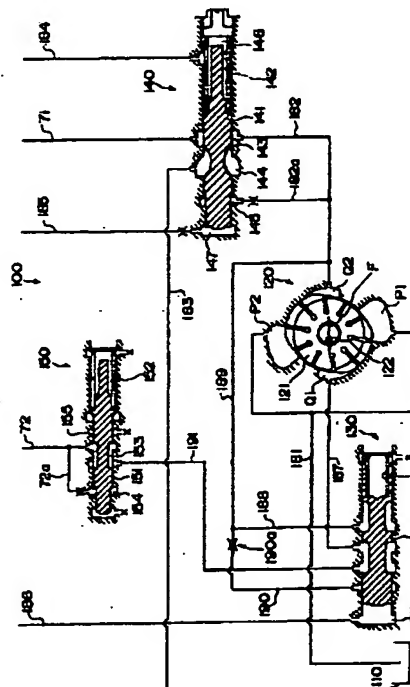
DD31

(54) 【発明の名称】 作動油供給装置

(57) 【要約】

【課題】 高圧作動油の供給量を大小切り換えたときに、両吐出ポート内の圧力の不均衡により発生するポンプ回転軸の偏心荷重を小さくする。

【解決手段】 ペーンポンプ120の第1及び第2吸入ポートP1、P2を油タンク110に接続し、高圧作動油の供給量を大に設定するときには切換バルブ130のスパール131を左方の第1の位置に位置させて第1吐出ポートQ1と第2吐出ポートQ2とを連通させるとともに、これら両吐出ポートQ1、Q2を高圧レギュレータバルブ140に連通させ、且つ、絞り190aを介して低圧レギュレータバルブ150に連通させる。一方、高圧作動油の供給量を小に設定するときには、切換バルブ130のスパール131を右方の第2の位置に位置させて第2吐出ポートQ2を高圧レギュレータバルブ140に連通させ、且つ、第1吐出ポートQ1を低圧レギュレータバルブ150に連通させる。



(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2001-173575

(P2001-173575A)

(43) 公開日 平成13年6月26日 (2001.6.26)

(51) Int.Cl. ⁷	識別記号	F I	ターム(参考)
F 0 4 C 2/344	3 3 1	F 0 4 C 2/344	3 3 1 J 3 H 0 4 0
15/00		15/00	F 3 H 0 4 4
15/04	3 1 1	15/04	3 1 1 C

審査請求 有 請求項の数 2 O L (全 12 頁)

(21) 出願番号 特願平11-358454

(22) 出願日 平成11年12月17日 (1999. 12. 17)

(71) 出願人 000005326

本田技研工業株式会社

東京都港区南青山二丁目1番1号

(72) 発明者 中村 敬

埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社
本田技術研究所内

(74) 代理人 100092897

弁理士 大西 正悟

Fターム(参考) 3H040 AA03 BB05 BB11 CC09 CC14

CC18 CC21 DD23 DD28 DD33

DD37

3H044 AA02 BB05 CC12 CC16 CC19

CC21 DD10 DD13 DD16 DD24

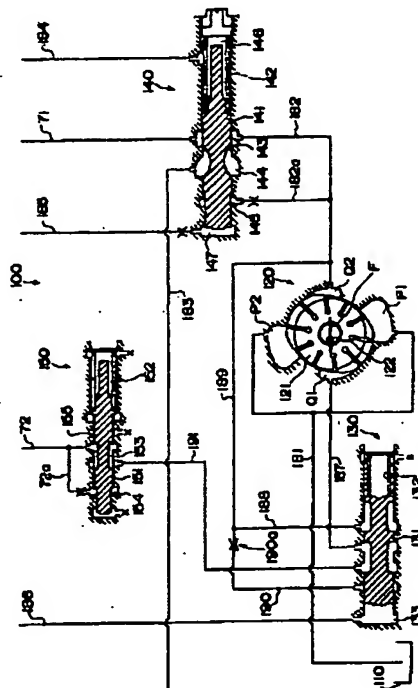
DD31

(54) 【発明の名称】 作動油供給装置

(57) 【要約】

【課題】 高圧作動油の供給量を大小切り換えたときに、両吐出ポート内の圧力の不均衡により発生するポンプ回転軸の偏心荷重を小さくする。

【解決手段】 ベーンポンプ120の第1及び第2吸入ポートP1、P2を油タンク110に接続し、高圧作動油の供給量を大に設定するときには切換バルブ130のスプール131を左方の第1の位置に位置させて第1吐出ポートQ1と第2吐出ポートQ2とを連通させるとともに、これら両吐出ポートQ1、Q2を高圧レギュレータバルブ140に連通させ、且つ、絞り190aを介して低圧レギュレータバルブ150に連通させる。一方、高圧作動油の供給量を小に設定するときには、切換バルブ130のスプール131を右方の第2の位置に位置させて第2吐出ポートQ2を高圧レギュレータバルブ140に連通させ、且つ、第1吐出ポートQ1を低圧レギュレータバルブ150に連通させる。



より、金属Vベルト15の巻き掛け半径を変化させて変速比を無段階に変化させることができる。

【0014】遊星歯車式前後進切換機構20は、入力軸1に結合されたサンギヤ21と、ドライブ側アフリ11の固定アフリ半体12に結合されたキャリヤ22と、後進用ブレーキ27により固定保持可能なリングギヤ23と、サンギヤ21とキャリヤ22とを連結可能な前進用クラッチ25とからなる。前進用クラッチ25が係合されると全ギヤ21、22、23が入力軸1と一体に回転し、ドライブ側アフリ11は入力軸1と同方向（前進方向）に駆動される。一方、後進用ブレーキ27が係合されると、リングギヤ23が固定保持されるため、キャリヤ22はサンギヤ21とは逆の方向に駆動され、ドライブ側アフリ11は入力軸1とは逆方向（後進方向）に駆動される。

【0015】また、前進用クラッチ25及び後進用ブレーキ27が共に解放されると、この前後進切換機構20を介しての動力伝達が絶たれ、エンジンENGとドライブ側アフリ11との間の動力伝達が行われなくなる。

【0016】発進クラッチ5は、カウンター軸2と出力側部材との間の動力伝達をオン・オフ制御するクラッチであり、これがオン（係合）のときに両者間での動力伝達が可能となる。このため、発進クラッチ5がオンのときには、金属Vベルト機構10により変速されたエンジン出力がギヤ6a、6b、7a、7bを介してディファレンシャル機構8により左右の車輪（図示せず）に分割されて伝達される。また、発進クラッチ5がオフ（非係合）のときにはこの動力伝達が行えず、変速機は中立状態となる。

【0017】図2はこのベルト式無段変速機CVTの油圧制御装置の概要を示したものである。この油圧制御装置は図に示すように、作動油供給装置100と、高圧制御系バルブ群40と、低圧制御系バルブ群50と、電気コントロールユニットECUとを有して構成されている。ここで、高圧制御系バルブ群40と低圧制御系バルブ群50にはそれぞれ電磁バルブが含まれているが、これら電磁バルブは、第1検出器61により検出されるエンジン回転数Ne、第2検出器62により検出されるスロットル開度 θ th、第3検出器63により検出される車両速度V、第4検出器64により検出される作動油の油温T等の情報に基づいて電気コントロールユニットECUから出力される作動信号に基づいて作動する。

【0018】作動油供給装置100は高圧に調圧した作動油を油路71を介して高圧制御系バルブ群40に供給するとともに、低圧に調圧した作動油を油路72を介して低圧制御系バルブ群50に供給する。高圧制御系バルブ群40は電気コントロールユニットECUからの電気信号に基づいて電磁バルブを作動させ、作動油供給装置100より供給された高圧の作動油を用いてドライブ側及びドリブン側アフリ11、16を作動させる。これに

より金属ベルト15の巻き掛け半径が変化され、ベルト式無段変速機CVTの変速動作が行われる。また、低圧制御系バルブ群50は電気コントロールユニットECUからの電気信号に基づいて電磁バルブを作動させ、作動油供給装置100より供給された低圧の作動油を用いて発進クラッチ5、前進用クラッチ25及び後進用ブレーキ27等を作動させる。これによりベルト式無段変速機CVTを搭載した車両の発進及び前後進が行われる。なお、車両の前後進の設定を行うマニュアルシフトレバーの操作により作動するマニュアルシフトバルブは低圧制御系バルブ群50に含まれる。

【0019】図3及び図4は本発明に係る作動油供給装置の第1の実施形態を示したものである。この作動油供給装置100はこれら両図に示すように、油タンク110と、ベーンポンプ120と、切換バルブ130と、高圧レギュレータバルブ140と、低圧レギュレータバルブ150とを備えて構成されている。ベーンポンプ120は、ロータ121の回転軸122を挟んで対向配設された第1及び第2吸入ポートP1、P2と、回転軸122を挟んで対向配設された第1及び第2吐出ポートQ1、Q2とを有し、第1吸入ポートP1及び第2吸入ポートP2は油路181を介して油タンク110に接続されている。そして、ロータ121が1回転する間に第1吸入ポートP1から吸入した作動油を第1吐出ポートQ1から吐出し、第2吸入ポートP2から吸入した作動油を第2吐出ポートQ2から吐出する。

【0020】高圧レギュレータバルブ140は、ハウジング内で左右方向に移動可能なスプール141と、このスプール141の右方に設けられてスプール141を常時左方に付勢するスプリング142とを有して構成されている。この高圧レギュレータバルブ140の中央部付近には油室143が形成されており、この油室143はベーンポンプ120の第2吐出ポートQ2と繋がる油路182及び高圧制御系バルブ群40と繋がる前述の油路71と連通している。このため第2吐出ポートQ2から吐出された作動油は油室143を経由して高圧制御系バルブ群40へ流れるが、油路182内の作動油は分岐油路182aから油室145に入り込んでスプール141に右方への付勢力を与えるので、スプール141はこの右方への付勢力とスプリング142による左方への付勢力とがバランスする位置で油室143と油室144とを連通させ、油室143内の作動油の一部を油路183から排出させる。これにより油路71より高圧制御系バルブ群40へ供給される作動油の圧力は所定の圧力（高圧）に調圧される（このとき第2吐出ポートQ2の吐出圧もその高圧となる）。なお、油路183から排出された作動油は無段変速機CVT各部の潤滑油として使用される。

【0021】また、この高圧レギュレータバルブ140のスプリング室146は低圧制御系バルブ群50と油路

184を介して繋がっており(図2も参照)、電気コントロールユニットECUからの指令に基づいて低圧制御系バルブ群50から出力される制御圧を受けることができるようになっている。この制御圧の大きさはスロットル開度などに応じて設定されるが、この制御圧がスプリング室146に作用するとスプール141には左方への付勢力が生じ、油路182内の圧力(すなわち第2吐出ポートQ2の吐出圧)を高めるので、油路71から高圧制御系バルブ群40へ供給される作動油の圧力(高圧)は高められる。また、スプール141の左方に形成された油室147も油路185を介して低圧制御系バルブ群50と繋がっており(図2も参照)、低圧制御系バルブ群50より供給される一定圧を受けてスプール141に右方への付勢力を与えている。

【0022】切換バルブ130は、ハウジング内で左右方向へ移動可能なスプール131と、このスプール131の右方に設けられてスプール131を常時左方に付勢するスプリング132とを有して構成されている。このスプール131の左端部に形成された油室133は低圧制御系バルブ群50と油路186を介して繋がっており(図2も参照)、電気コントロールユニットECUからの指令に基づいて低圧制御系バルブ群50から出力される制御圧を受けることができるようになっている。

【0023】ここで、スプール131は油室133に制御圧が供給されていないときにはスプリング132により付勢されて左方に位置し(第1の位置)、このとき第1吐出ポートQ1は油路187、切換バルブ130、油路188及び油路189を介して油路182に接続されるとともに、油路188(又は油路189)から分岐し、途中に絞り190aが形成された油路190は切換バルブ130、油路191を介して低圧レギュレータバルブ150に繋がる(図3参照)。一方、油室133に制御圧が供給されているときには、スプール131には制御圧による右方への付勢力が生じ、この制御圧による付勢力がスプリング132による左方への付勢力にうち勝ってスプール131は右方に位置する(第2の位置)。このとき第1吐出ポートQ1は油路187、切換バルブ130、油路191を介して低圧レギュレータバルブ150に繋がるとともに、油路189、油路188及び油路190は切換バルブ130により閉塞される(図4参照)。

【0024】低圧レギュレータバルブ150は、ハウジング内で左右方向に移動可能なスプール151と、このスプール151の右方に設けられてスプール151を常時左方に付勢するスプリング152とを有して構成されている。この低圧レギュレータバルブ150の中央部付近には油室153が形成されており、この油室153は油路191及び低圧制御系バルブ群50と繋がる前述の油路72と連通している。このため油路191内の作動油は油室153を経由して油路72から低圧制御

系バルブ群50へ流れるが、油路72内の作動油は分岐油路72aから油室154に入り込んでスプール151に右方への付勢力を与えるので、スプール151はこの右方への付勢力とスプリング152による左方への付勢力とがバランスする位置に位置するようになる。そして、このようなスプール151の動作により油路191から油路72へ流れる作動油の流量は絞られて減圧され、油路72より低圧系制御バルブ群50に供給される作動油の圧力は所定の圧力(低圧)に調圧される。なお、油路191内の圧力が或る程度以上に高くなった場合には、スプール151の右動により油室153がドレン油路と繋がる油室155と連通して余分な作動油が排出されるので、この低圧レギュレータバルブ150が第1吐出ポートQ1と直接連通していても油路191内の圧力が異常に高くなるようなことはない。

【0025】このような構成の作動油供給装置100において、切換バルブ130の油室133に制御圧を供給せず、切換バルブ130のスプール131を第1の位置(左方の位置)に位置させているときには、第1吐出ポートQ1から吐出された作動油と第2吐出ポートQ2から吐出された作動油とは合流して高圧レギュレータバルブ140と低圧レギュレータバルブ150の双方に供給されるのであるが、油路190中には絞り190aがあるために油路190から低圧レギュレータバルブ150へ流れる作動油量は少なく、ペーンポンプ120より吐出される全作動油量のほとんどが油路182から高圧レギュレータバルブ140へ供給されて所定の高圧に調圧される。なお、絞り190aを通過した作動油は低圧レギュレータバルブ150により所定の低圧に調圧される。

【0026】このように、切換バルブ130のスプール131を第1の位置(左方の位置)に位置させているときには、高圧レギュレータバルブ140へ供給される作動油量は両吐出ポートQ1、Q2から吐出される作動油量の合計分となる。すなわち、ロータ1回転当たり第1吐出ポートQ1から吐出される作動油量とロータ1回転当たり第2吐出ポートQ2から吐出される作動油量が共にVであれば、高圧レギュレータバルブ140により高圧に調圧されて油圧回路内に供給される作動油量は2Vとなる(高圧作動油の供給量大)。なお、このとき第1吐出ポートQ1の吐出圧と第2吐出ポートQ2の吐出圧とは互いに等しいので、ロータ121の回転軸122に偏心荷重は働かない。

【0027】一方、切換バルブ130の油室133に制御圧を供給し、スプール131を第2の位置(右方の位置)に位置させているときには、第1吐出ポートQ1から吐出された作動油は高圧レギュレータバルブ140に供給されて所定の高圧に調圧され、第2吐出ポートQ2から吐出された作動油は低圧レギュレータバルブ150に供給されて所定の低圧に調圧される。

【0028】このように、切換バルブ130のスプール131を第2の位置(右方の位置)に位置させているときには、高圧レギュレータバルブ140へ供給される作動油量は第2吐出ポートQ2から吐出される作動油量のみとなり、切換バルブ130を第1の位置に位置させたときの約半分となる。すなわち、ロータ1回転当たりに第1吐出ポートQ1から吐出される作動油量とロータ1回転当たりに第2吐出ポートQ2から吐出される作動油量が共にVであれば、高圧レギュレータバルブ140により高圧に調圧される作動油量はVとなる(高圧作動油の供給量小)。但し、このとき第1吐出ポートQ1の吐出圧は第2吐出ポートQ2の吐出圧よりも小さくなるので、両吐出ポートQ1、Q2内に圧力の不均衡が生じ、ロータ121の回転軸122には図4に示すような、高圧側の吐出ポート(第2吐出ポートQ2)から低圧側の吐出ポート(第1吐出ポートQ1)へ向かう偏心荷重Fが作用する。

【0029】次に、この作動油供給装置100において、高圧作動油の供給量を大小2段階に切り替える制御(切換バルブ130の油室133への制御圧の供給制御)について説明する。

【0030】上記ベルト式無段変速機CVTを備えた車両の場合、作動油供給装置100から供給される作動油量は①エンジン回転数が低いとき、特にエンジン回転数がアイドル回転数に近いときには両プーリ11、16のシリンダ室14、19に作用する圧力は充分であっても流量が足りなくなるため大きな作動油量が必要となる。また、エンジン回転数が或る程度高い場合でも②走行中にキックダウンが行われたり、或いは③急減速、中でも急停止が行われる場合にも、変速に当たって両プーリ11、16を素早く動かす必要があるため大きな作動油量が必要となる。特に急停止の場合には、車両が停止する前に変速機CVTをLOWへ戻さないで再発進が難しくなってしまう。また、④作動油の油温が高い場合にも大きな作動油量が必要となる。これは、作動油の油温が高いと油圧回路からのリーク量が多くなり、油圧が上昇しにくくなるためである。

【0031】高圧作動油量の大小切り換えは、油路186を介して切換バルブ130の油室133に制御圧を供給するかしないかにより行われるが、この制御圧の供給制御は前述のように、電気コントロールユニットECUが検出器61～64からの検出情報に基づいて行っている。以下、ベルト式無段変速装置CVTを備えた車両における高圧作動油の供給量切換制御の具体例を図5のフローに基づいて説明するが、上記①～④の判断はいずれも電気コントロールユニットECUにおいて行われる。

【0032】この制御は図5に示すように、先ずステップS1において、第1検出器61により検出されるエンジン回転数Neが予め定めた第1の所定のエンジン回転数Ne_{o1}(例えば2000rpm)以上であるか否か

($Ne \geq Ne_{o1}$?) が判断され、ここで $Ne \geq Ne_{o1}$ であると判断された場合にはステップS7に進んで高圧作動油の供給量は小に設定される。また、ステップS1で $Ne < Ne_{o1}$ であると判断された場合にはステップS2に進み、同じく第1検出器61により検出されるエンジン回転数Neが予め定めた第2の所定のエンジン回転数Ne_{o2}(例えば1000rpm、ほぼアイドル回転数)以下であるか否か($Ne \leq Ne_{o2}$?) が判断され、ここで $Ne \leq Ne_{o2}$ であると判断された場合にはステップS8へ進んで高圧作動油の供給量は大に設定される。

【0033】一方、ステップS2で $Ne > Ne_{o2}$ であると判断された場合にはステップS3に進んで現在キックダウン中であるか否か、すなわち第2検出器62により検出されるスロットル開度 θ_{th} に基づいて算出される単位時間当たりのスロットル開度変化率 $\Delta\theta_{th}$ が予め定めた所定のスロットル開度変化率 $\Delta\theta_{tho}$ (例えば(1/2開度)/s)以上であるか否か($\Delta\theta_{th} \geq \Delta\theta_{tho}$?) が判断され、ここで $\Delta\theta_{th} \geq \Delta\theta_{tho}$ であると判断された場合にはステップS8へ進んで高圧作動油の供給量は大に設定される。

【0034】また、ステップS3において $\Delta\theta_{th} < \Delta\theta_{tho}$ であると判断された場合にはステップS4へ進んで現在急減速中であるか否か、すなわち第3検出器63により検出される車両速度Vに基づいて算出される単位時間当たりの減速方向の車両速度変化率 ΔV (すなわち減速方向の加速度)が所定の車両速度変化率 ΔV_o (例えば減速方向で $2m/s^2$)以上であるか否か($\Delta V \geq \Delta V_o$?) が判断され、ここで $\Delta V \geq \Delta V_o$ であると判断された場合にはステップS8へ進んで高圧作動油の供給量は大に設定される。

また、ここで $\Delta V < \Delta V_o$ であると判断された場合にはステップS5へ進んで第4検出器64により検出される作動油の油温Tが予め定めた所定の油温T_o(例えば120℃)以上であるか否か($T \geq T_o$?) が判断され、ここで $T \geq T_o$ であると判断された場合にはステップS8へ進んで高圧作動油の供給量は大に設定される。

【0035】一方、ステップS5で $T < T_o$ であると判断された場合にはステップS6へ進んでステップS1～S5における否の状態全てを満たす継続時間tが予め定めた所定時間t_o(例えば1分)以上継続しているか否か($t \geq t_o$?) が判断され、ここで $t \geq t_o$ であればステップS7に進んで高圧作動油の供給量は小に設定されるが、 $t < t_o$ である場合にはステップS8に進んで供給量は大に設定される。なお、このステップS6における処理は、例えばエンジン回転数がアイドル回転数程度であって、供給される高圧作動油の供給量が大である状態から、エンジン回転数が次第に上昇して第2の所定の回転数より高くなり(但し第1の所定の回転数よりは小)、キックダウンをしておらず($\Delta\theta_{th} < \Delta\theta_{tho}$)

o)、急減速もしておらず($\Delta V < \Delta V_o$)、作動油の油温も所定の油温よりも低い場合($T < T_o$)であっても、この状態が或る程度の時間継続した後でなければ高圧作動の供給量を小に切り換えないことを意味する。

【0036】このように本発明に係る作動油供給装置100では、切換バルブ130へ制御圧を供給するかしなくにより油圧回路内への高圧作動油の供給量を大小2段階に切り換えることができ、必要なときに充分な高圧の作動油を確保できるとともに、通常はそれよりも小さい供給量に設定してポンプ駆動における動力ロス分を低減し、燃費向上を図ることができる。そして、高圧作動油の供給量を大に設定した場合には、ペーンポンプ120の対向する位置にある両吐出ポートQ1、Q2内の圧力は互いに等しくなるので、ロータ121の回転軸122に偏心荷重は働かず、供給量を小に設定した場合であっても、低圧側の吐出ポート(第1吐出ポートQ1)にも低圧レギュレータバルブ150により調圧される圧力が作用するようになるので、ロータ121の回転軸122に作用する偏心荷重は従来の場合よりも小さくなる。このため装置100の耐久性を向上させることができるとともに、回転軸122を支持する部材等の強度及び剛性を小さくして重量を軽減することができ、装置100の小型化とコストダウンを図ることができる。

【0037】続いて、本発明に係る作動油供給装置の第2の実施形態を図6及び図7に示す。この第2の実施形態における作動油供給装置200が上述の作動油供給装置100と異なるところは作動油供給装置100における油路190の代わりに油路192を設けた点であるので、第1の実施形態における作動油供給装置100の場合と共通するものについては同一の番号を付して説明する。また、作動油供給装置100において設けられていた絞り190aは、この作動油供給装置200では油路190自体がないので当然ながら設けられていない。

【0038】この作動油供給装置200の場合、切換バルブ130のスプール131は、油室133に制御圧が供給されていないときにはスプリング132により付勢されて左方に位置し(第1の位置)、このとき第1吐出ポートQ1は油路187、切換バルブ130、油路188を介して油路182に接続され、油路71から分岐した油路192は切換バルブ130、油路191を介して低圧レギュレータバルブ150に繋がる(図6参照)。一方、油室133に制御圧が供給されているときには、スプール131には制御圧による右方への付勢力が生じ、この制御圧による付勢力がスプリング132による左方への付勢力にうち勝ってスプール131は右方に位置する(第2の位置)。このとき第1吐出ポートQ1は油路187、切換バルブ130、油路191を介して低圧レギュレータバルブ150に繋がるとともに、油路188、189及び油路192は切換バルブ130により閉塞される(図7参照)。

【0039】このような構成の作動油供給装置200においても、切換バルブ130の油室133に制御圧を供給せず、切換バルブ130のスプール131を第1の位置(左方の位置)に位置させているときには、第1吐出ポートQ1から吐出された作動油と第2吐出ポートQ2から吐出された作動油とは合流して油路182から高圧レギュレータバルブ140に供給され、ここで所定の高圧に調圧される。そして、ここで高圧に調圧された作動油の一部は油路192を経て低圧レギュレータバルブ150に供給され、所定の低圧に調圧される。一方、切換バルブ130の油室133に制御圧を供給し、スプール131を第2の位置(右方の位置)に位置させているときには、第1吐出ポートQ1から吐出された作動油は高圧レギュレータバルブ140に供給されて所定の高圧に調圧され、第2吐出ポートQ2から吐出された作動油は低圧レギュレータバルブ150に供給されて所定の低圧に調圧される。

【0040】このように、作動油供給装置200の場合も上述の作動油供給装置100の場合と同様に、切換バルブ130のスプール131を第1の位置(左方の位置)に位置させているときには、高圧レギュレータバルブ140へ供給される作動油量は両吐出ポートQ1、Q2から吐出される作動油量との合計分となり、ロータ1回転当たりに第1吐出ポートQ1から吐出される作動油量とロータ1回転当たりに第2吐出ポートQ2から吐出される作動油量が共にVであれば、高圧レギュレータバルブ140により高圧に調圧されて油圧回路内に供給される作動油量は2Vとなる(高圧作動油の供給量大)。なお、このときも第1吐出ポートQ1の吐出圧と第2吐出ポートQ2の吐出圧とは互いに等しいので、ロータ131の回転軸132に偏心荷重は働かない。

【0041】また、切換バルブ130のスプール131を第2の位置(右方の位置)に位置させているときには、高圧レギュレータバルブ140へ供給される作動油量は第2吐出ポートQ2から吐出される作動油量のみであって、切換バルブ130を第1の位置に位置させたときの約半分となり、ロータ1回転当たりに第1吐出ポートQ1から吐出される作動油量とロータ1回転当たりに第2吐出ポートQ2から吐出される作動油量が共にVであれば、高圧レギュレータバルブ140により高圧に調圧される作動油量はVとなる(高圧作動油の供給量小)。但し、このときも第1吐出ポートQ1の吐出圧は第2吐出ポートQ2の吐出圧よりも小さくなるので、両吐出ポートQ1、Q2内に圧力の不均衡が生じ、ロータ131の回転軸132には図7に示すような、高圧側の吐出ポート(第2吐出ポートQ2)から低圧側の吐出ポート(第1吐出ポートQ1)へ向かう偏心荷重Fが作用する。

【0042】この第2の実施形態に示す作動油供給装置200においても、上述の図5に示すフローのような制

御に基づいて、切換バルブ130へ制御圧を供給するかしないかにより油圧回路内への高圧作動油の供給量を大小2段階に切り換えることができ、第1の実施形態における作動油供給装置100と同様の効果を得ることができる。なお、この構成の場合には、第1吐出ポートQ1からの作動油と第2吐出ポートQ2からの作動油との合計分は一旦高圧レギュレータバルブ140により高圧に調圧され、低圧の作動油はこのように高圧に調圧された作動油の一部が調圧されて生成されるようになっているので、高圧作動油と低圧作動油の流量配分比を任意に調整することが可能である。

【0043】これまで本発明の実施形態について説明してきたが、本発明の範囲は上述の実施形態に限られるものではない。例えば、ベーンポンプの吸入ポート及び吐出ポートは必ずしも2つずつである必要はなく、ロータの回転軸を挟んで対向配設された第1、第2の吸入ポートと、回転軸を挟んで対向配設された第1、第2の吐出ポートとを有し、第1及び第2の吸入ポートが油タンクに接続されており、ロータが1回転する間に第1の吸入ポートから吸入した作動油を第1の吐出ポートから吐出するとともに、第2の吸入ポートから吸入した作動油を第2の吐出ポートから吐出する構成のベーンポンプであれば2つ以上であっても構わない。また、この作動油供給装置の適用対象は上述のような車両用に限られず、他の油圧装置においても用いることが可能である。

【0044】

【発明の効果】以上説明したように、本発明に係る作動油供給装置においては、切換バルブの位置切換により油圧回路内への高圧作動油の供給量を大小2段階に切り換えることができ、必要なときに充分な高圧の作動油を確保できるとともに、通常はそれよりも小さい供給量に設定してポンプ駆動における動力ロス分を低減し、燃費向上を図ることができる。そして、高圧作動油の供給量を大に設定した場合には、ベーンポンプの対向する位置にある両吐出ポート内の圧力は互いに等しくなるので、ロータの回転軸に偏心荷重は働かず、供給量を小に設定した場合であっても、低圧側の吐出ポート（第1の吐出ポート）にも低圧レギュレータバルブにより調圧される圧力が作用するようになるので、ロータの回転軸に作用す

る偏心荷重は従来の場合よりも小さくなる。このため装置の耐久性を向上させることができるとともに、回転軸を支持する部材等の強度及び剛性を小さくして重量を軽減することができ、装置の小型化とコストダウンを図ることができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明に係る作動油供給装置を備えたベルト式無段変速機のスケルトン図である。

【図2】上記ベルト式無段変速機の油圧制御装置の概要を示すブロック図である。

【図3】第1の実施形態における作動油供給装置の構成を示す図であり、高圧作動油の供給量を大に設定した状態を示している。

【図4】第1の実施形態における作動油供給装置の構成を示す図であり、高圧作動油の供給量を小に設定した状態を示している。

【図5】上記ベルト式無段変速機を備えた車両における高圧作動油の供給量を切り替える制御の具体例を示すフローである。

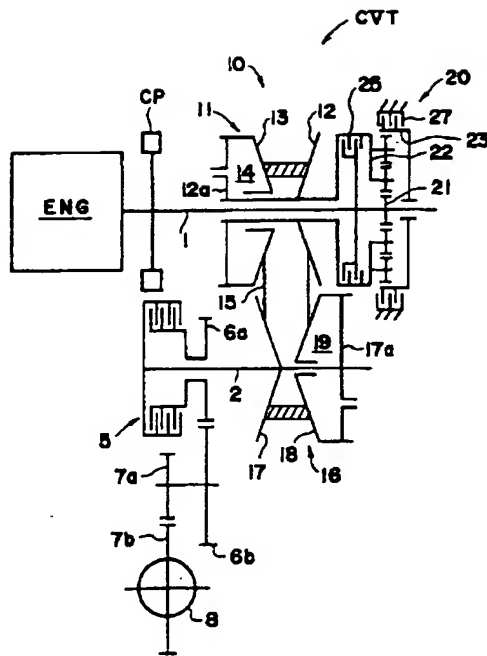
【図6】第2の実施形態における作動油供給装置の構成を示す図であり、高圧作動油の供給量を大に設定した状態を示している。

【図7】第2の実施形態における作動油供給装置の構成を示す図であり、高圧作動油の供給量を小に設定した状態を示している。

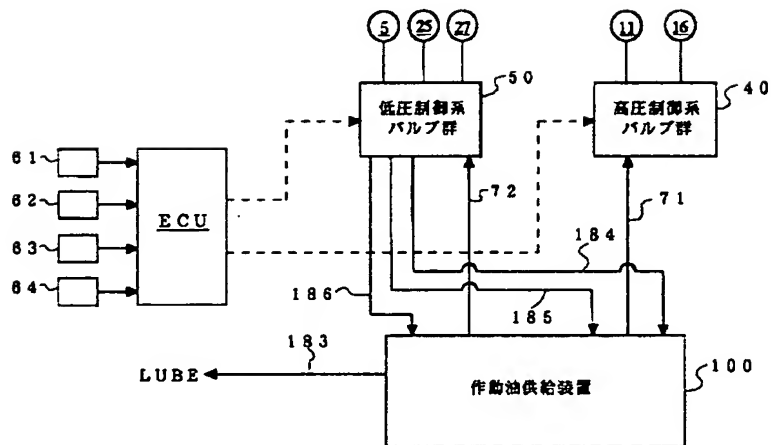
【符号の説明】

100	作動油供給装置
110	油タンク
120	ベーンポンプ
121	ロータ
122	回転軸
130	切換バルブ
140	高圧レギュレータバルブ（高圧調圧バルブ）
150	低圧レギュレータバルブ（低圧調圧バルブ）
190a	絞り
P1	第1吸入ポート（第1の吸入ポート）
P2	第2吸入ポート（第2の吸入ポート）
Q1	第1吐出ポート（第1の吐出ポート）
Q2	第2吐出ポート（第2の吐出ポート）

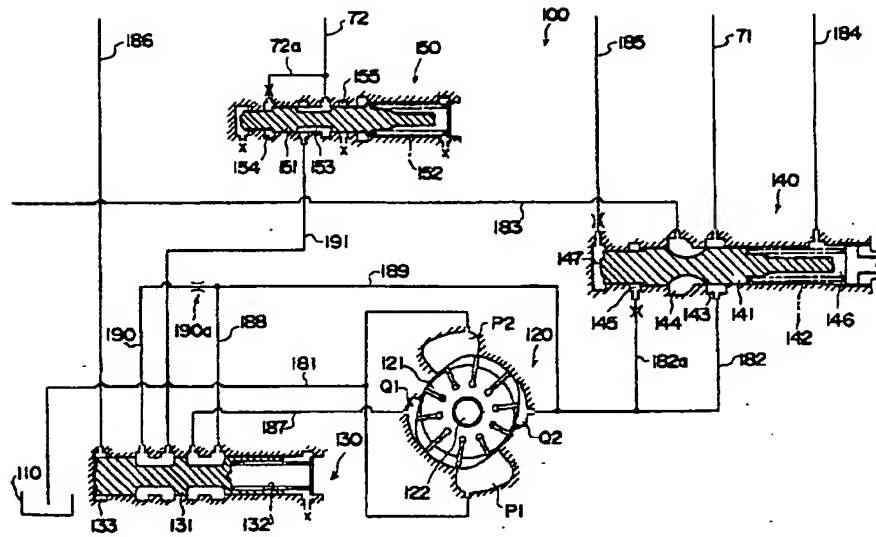
【図1】



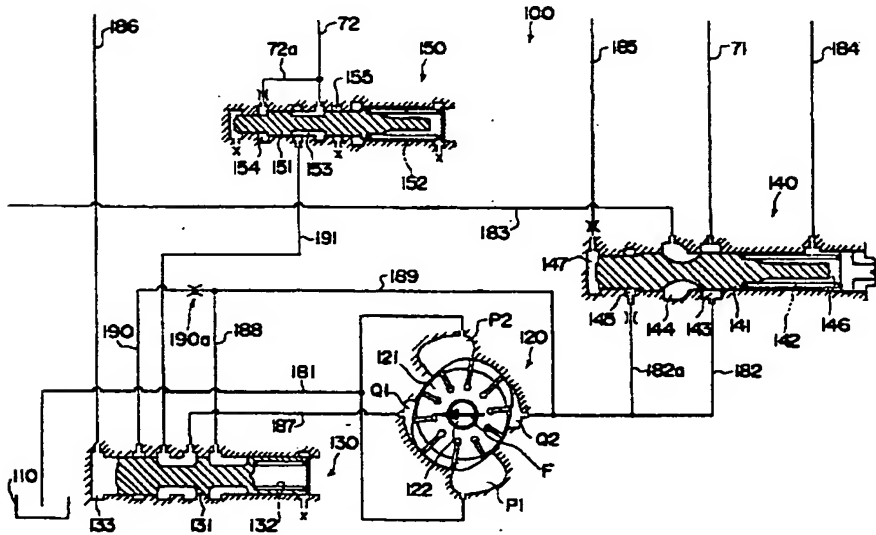
【図2】



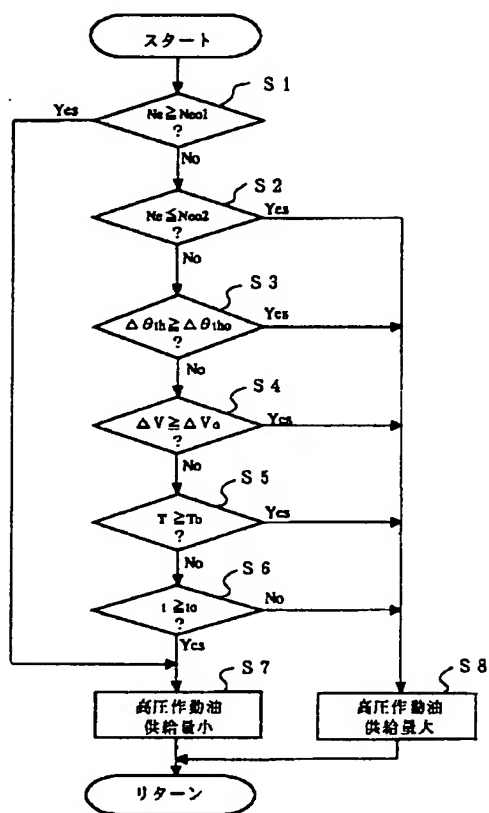
【圖 3】



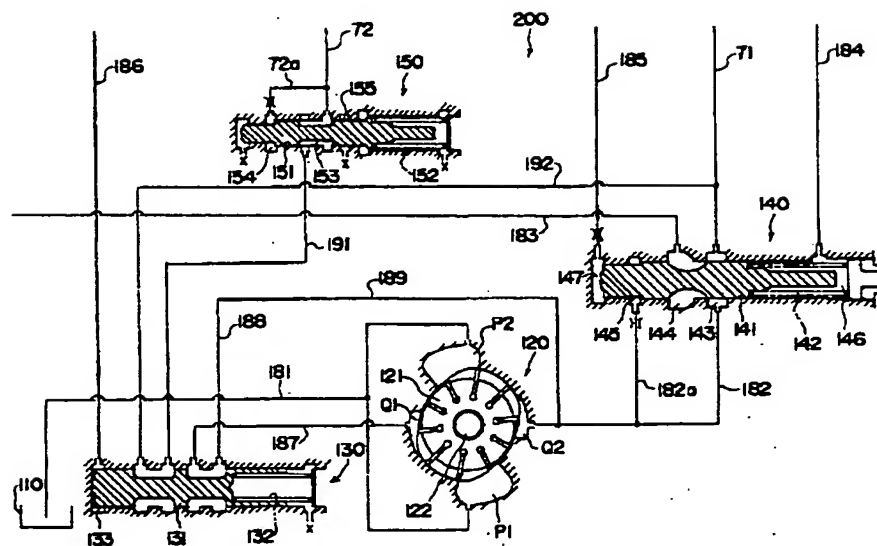
【圖 4】



【図5】



【図6】



【図 7】

